

**МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ В ПЛАСТИНЧАСТОМУ
ТЕПЛООБМІННИКУ ДЛЯ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ В ПРИСУТНОСТІ
НЕКОНДЕНСУЮЧОГО ГАЗУ**

Товажнянський Л. Л., Капустенко П. О., Василенко О. А., Кусаков С. К.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ПЛАСТИНЧАТОМ
ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ ДЛЯ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА В
ПРИСУТСТВИИ НЕКОНДЕНСИРУЮЩЕГОСЯ ГАЗА**

Товажнянский Л. Л., Капустенко П. А., Василенко А. А., Кусаков С. К.

**HEAT TRANSFER SIMULATION IN PLATE HEAT EXCHANGER FOR
CONDENSATION OF STEAM IN THE PRESENCE OF NONCONDENSING GAS**

Tovazhnyansky L. L., Kapustenko P. O., Vasilenko O. A., Kusakov S. K.

**Кафедра інтегрованих технологій, процесів та апаратів
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
м. Харків, Україна
kap@kpi.kharkov.ua**

Проаналізовано процес конденсації пари з суміші з неконденсуючим газом і запропоновано математичну модель для конденсації в каналах пластинчастих теплообмінних апаратів (ПТА). Модель розроблено з урахуванням варіації локальних параметрів процесів тепло- та масообміну по поверхні конденсації та особливостей інтенсифікації цих процесів у каналах ПТА. Модель враховує вплив геометрії гофрів пластин на інтенсивність процесу. Перевірку адекватності моделі виконано шляхом порівняння з експериментальними даними у отриманих на зразку каналу ПТА.

Ключові слова: пластинчастий теплообмінний апарат, конденсація, неконденсуючий газ, тепло та масо обмін, математична модель

Проанализирован процесс конденсации пара из его смеси с неконденсирующимся газом и предложена математическая модель конденсации в каналах ПТА. Модель разработана с учетом изменения локальных параметров процессов тепло-массопереноса вдоль поверхности конденсации и особенностей интенсификации этих процессов в каналах ПТА. Модель учитывает влияние геометрии гофрировки пластины на интенсивность процесса. Адекватность модели проверена путем сравнения с экспериментальными данными для образца канала ПТА.

Ключевые слова: пластинчатый теплообменный аппарат, конденсация, неконденсирующийся газ, тепло и массо обмен, математическая модель

The process of vapour condensation from its mixture with noncondensing gas is analysed and mathematical model for condensation in PHE channels is proposed. The model is developed with accounting for the variation of local parameters of heat and mass transfer processes along condensation surface and features of these processes intensification in PHEs channels. The model is accounting the effects of plates corrugations geometry on process intensity. The model validation is performed by comparison with experimental data for a sample of PHE channel.

Keywords: plate heat exchanger, condensation, noncondensing gas, heat and mass transfer, mathematical model

ВСТУП

Велика кількість теплової енергії, що використовується в різних галузях промисловості, втрачається у виді теплових потоків, які скидаються до навколишнього середовища. Значні кількості такої відпрацьованої теплоти складає латентна теплота конденсованої пари, яка міститься в суміші газів, що виходять з процесів спалювання палива, сушіння різних матеріалів та інших промислових процесів. Ефективне відновлення теплової енергії в таких випадках вимагає використання теплообмінних апаратів, здатних ефективно виконувати процес конденсації економічно доцільним способом. Це можливо за допомогою пластинчастих теплообмінних апаратів (ПТА), які є сучасним ефективним типом компактних теплообмінників [1]. Стандартний ПТА складається з пакету гофрованих пластин, які штампуються з тонкого металевих листа, та монтуються разом так, щоб утворити міцні канали складної геометрії. Кілька точок контакту між сусідніми пластинами забезпечують достатню конструкційну міцність ПТА і його здатність витримувати великі відмінності тиску між теплообмінними потоками. Значна інтенсифікація тепло- та масообміну в таких каналах дозволяє значно зменшити площу, розмір і вагу теплообмінного апарату порівняно з традиційними типами трубчастих теплообмінників для тих самих умов використання.

Для ефективного використання ПТА в процесах вилучення тепла з парогазових сумішей необхідний достатньо точний метод їх проектування. У порівнянні з теплообміном в однофазних умовах конденсація парів з його суміші з неконденсуючим газом значно ускладнюється стійкістю до масопереносу конденсуючої речовини на поверхні пластин, де плівка згущеної рідини додатково надає тепловий опір для теплообміну. Нещодавній огляд літературних джерел щодо процесів тепломасообміну в трубних конденсаторах для конденсації пари з його суміші з неконденсуючим газом опубліковано у роботі [2]. Суттєва варіація всіх технологічних параметрів по довжині каналів теплообмінника вимагає використання математичних моделей і програмного забезпечення для адекватного опису конденсаційного теплообмінника. Це вимагає при обробці результатів

експериментальних досліджень враховувати зміни місцевих параметрів процесу в каналах, особливо для поверхонь з підвищеним тепломасообміном. У каналах ПТА гідродинаміка і тепломасообмін ще більш ускладнюються розподілом потоків рідини в каналах складної геометричної форми. Порівнюючи з гладкими трубами, вплив падіння тиску на конденсацію у вузьких каналах є дуже важливим [3].

Точне моделювання конденсаційних парових каналів ПТА повинно включати облік зміни локальних параметрів по довжині каналу та використовувати надійні і точні кореляції для гідравлічного опору і тепломасообміну. Така математична модель представлена в даній роботі з перевіркою її адекватності згідно з експериментальними даними для конденсації пари з її суміші з повітрям в експериментальному зразку каналу ПТА.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ

Розробка математичної моделі конденсації парів із суміші з неконденсованими газами в каналах ПТА базується на наступних припущеннях:

1. Параметри процесів гідродинамічного і тепло-масового перенесення на подовженнях каналу пов'язані тими ж співвідношеннями, що й для будь-якого каналу з однаковою формою гофрування.
2. Для зміни фази в основному об'ємі конденсуючого потоку підтримуються умови рівноваги парів і відбувається зміна температури газової суміші за рахунок конвективного теплообміну, який також відповідає за конденсацію в потоці.
3. Конденсація плівки відбувається на поверхні теплопередачі пластин.
4. Для парогазової суміші передбачається закон ідеального газу.
5. Розглядається одноходовий ПТА.
6. Умови процесу на всіх каналах ПТА однакові, і може розглядатися один канал, оточений двома сусідніми каналами з охолоджувальними середовищами.
7. Втрати тепла у навколишнє середовище відсутні.

Теплові та матеріальні баланси для процесу конденсації парів у присутності неконденсуючого газу з протитоковим рухом потоків записуються у вигляді наступної системи звичайних диференціальних рівнянь:

$$\frac{dG_v}{dx} = -\Pi \cdot j_v \quad (1)$$

$$\frac{dG_L}{dx} = \Pi \cdot j_v \quad (2)$$

$$\frac{dt_{cl}}{dx} = -\Pi \cdot q \cdot c_{cl}^{-1} \cdot G_{cl}^{-1} \quad (3)$$

$$\frac{dt_L}{dx} \cdot c_L \cdot G_L + \frac{dt_{mx}}{dx} \cdot c_{mx} \cdot (G_g + G_v) + \Pi \cdot j_v \cdot r_v = \Pi \cdot q \quad (4)$$

$$\frac{dt_{mx}}{dx} = \Pi \cdot h_{cv} \cdot (t_{mx} - t_f) \cdot c_{mx}^{-1} \cdot (G_g + G_v)^{-1} \quad (5)$$

$$\frac{dP_{mx}}{dx} = \frac{1}{d_e} \cdot \zeta \cdot \frac{\rho_{mx} \cdot W_{mx}^2}{2} \cdot (1 + 56 \cdot X_u + X_u^2) - \frac{d}{dx} \left(\frac{\rho_{mx} \cdot W_{mx}^2}{2} \right) - \frac{d}{dx} (\rho_{mx} \cdot g \cdot x) \quad (6)$$

де G_v and G_c - масові розходи пари та конденсованої рідини в одному каналі, кг/с; t_{cl} , t_L , t_{mx} та t_f - температури охолоджуючої води, конденсату, газової суміші та плівки конденсату, °C; P_{mx} - тиск газової суміші, Па; q - тепловий потік крізь одиницю поверхні теплообміну, Вт/м²; j_v - масовий потік пари у сторону теплообмінної поверхні, кг/м²; r_v - латентна теплота пароутворення, Дж/кг; h_{cv} - коефіцієнт тепловіддачі в газовій фазі, Вт/(м²К); ρ_{mx} - щільність газової суміші, кг/м³; W_{mx} - швидкість потоку газової суміші, м/с; Π - периметр каналу, м; x - поздовжня координата, м; d_e - еквівалентний діаметр каналу, м; X_u - параметр Локхарта Мартінеллі який розраховується згідно:

$$X_u = \sqrt{\frac{dP_L}{dP_G}} \quad (7)$$

У цьому рівнянні dP_L та dP_G - падіння тиску для рідкої та газової фаз, які рухаються від'ємно по всьому каналу, та розраховуються згідно співвідношень для турбулентного руху однофазної рідини.

Температура на зовнішній поверхні плівки рідини:

$$t_f = t_{cl} + q \cdot \left(\frac{1}{h_{cl}} + R_f + \frac{\delta_{wl}}{\lambda_{wl}} + \frac{1}{h_L} \right) \quad (8)$$

де δ_{wl} - товщина металу пластини, м; λ_{wl} - її теплопровідність, Вт/(м К); h_L - тепловіддача від плівки конденсату до поверхні каналу:

$$h_L = \frac{\lambda_L}{d_e} Nu^* \cdot \left[1 + x_{tp} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_{mx}} \right) \right]^{0.48} \quad (9)$$

де λ_L - теплопровідність конденсату, Вт/(м К); ρ_L - щільність конденсату, кг/м³; x_{tp} - масова частка пари; Nu^* - число Нусельта для рідкої фази та розходом для обох фаз.

Частковий тиск пари на поверхню плівки розраховується як тиск насичення:

$$P_{vf} = Psat(t_f) \quad (10)$$

ПЕРЕВІРКА АДЕКВАТНОСТІ МОДЕЛІ

Моделювання параметрів процесу конденсації здійснювалось за допомогою комп'ютерного програмного забезпечення, розробленого за представленою математичною моделлю (1)-(10). Розрахунки виконувались на основі умов випробувань. Вказані масові витрати пари, повітря, охолоджуючої води, температури і тиску вхідної парогазової суміші та вхідної охолоджуючої води. Симульовані результати порівнюються з результатами експериментів. Відмінності між розрахунковими та експериментальними сумарними тепловими навантаженнями не перевищують $\pm 2,8\%$ для всіх проведених експериментів. Розбіжності в розрахунковій і вимірній температурі парогазової суміші на виході з каналу були нижче $\pm 2,5$ °C. Таку точність можна вважати прийнятною для розрахунків ПТА у промисловості для утилізації відпрацьованого тепла.

На рис. 1 показані графіки обчислених локальних температур вздовж каналу ПТА для експериментів з масовим вмістом повітря в надходить суміші 3%. Точність

прогнозування локальних температур газового потоку знаходиться в межах $\pm 3,1$ °С. Найбільші помилки спостерігаються ближче к кінцю каналу, де майже вся пара конденсується. Це робить відносну похибку прогнозування залишкових малих кількостей газоподібного пара більш значущими, ніж на початкових стадіях конденсації. Зміна температури є найважливішою на кінці каналу, а падіння температури на початкових ділянках каналу мало. Це свідчить про важливість моделювання з урахуванням зміни локальних параметрів процесу та всіх його характеристик вздовж поверхні конденсації.

Зі збільшенням вихідного вмісту повітря в суміші змінюється характер розподілу параметрів процесу, як показано на рис. 2 для експериментів з початковою масовою часткою повітря 55%. При цьому найбільші зміни температури відбуваються на ділянках, близьких до входу газової суміші, і прогнозування температури на виході каналу більш точне. Такі випадки пов'язані з використанням ПТА для утилізації відхідного тепла з конденсуються газоподібних потоків та оптимізації їх вартості у випадках, подібних до випадку сушіння. Облік впливу параметрів гофрування ПТА на зону теплообміну та вартість апарату також робить модель ціннішим інструментом при оптимізації геометричних параметрів пластин ПТА.

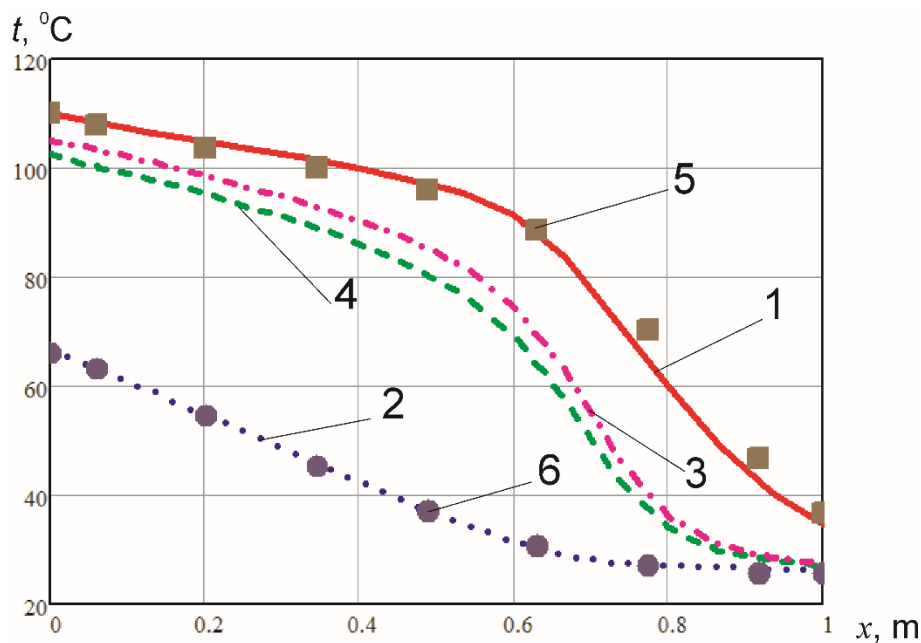


Рис. 1. Зміна температур у зразку каналу ПТА при масовій частці повітря 3%

Розрахункові результати представлені суцільними кривими,
експериментальні дані - по точках:

Розрахунки: 1 – газоподібний потік; 2 – охолоджуюча вода; 3 – плівка рідини; 4 – стінка

Експериментальні дані: 5 – газоподібний потік; 6 – охолоджуюча вода

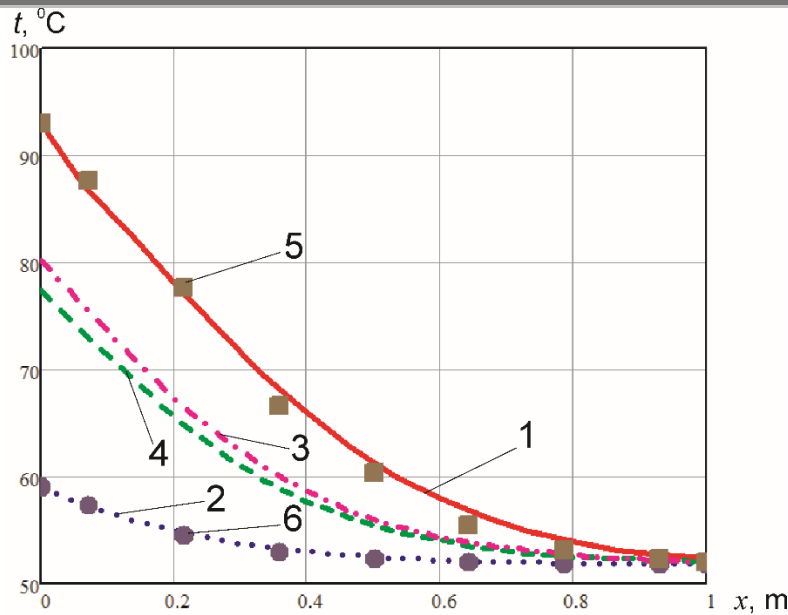


Рис. 2. Зміна температур у зразку каналу ПТА при масовій частці повітря 55%

Розрахункові результати представлені суцільними кривими,
експериментальні дані - по точках:

Розрахунки: 1 – газоподібний потік; 2 – охолоджуюча вода; 3 – плівка рідини; 4 – стінка
Експериментальні дані: 5 – газоподібний потік; 6 – охолоджуюча вода

ВИСНОВКИ

Точне моделювання ПТА для використання теплової енергії від конденсації газових потоків вимагає врахування змін локальних параметрів процесів тепло- та масообміну по довжині поверхні конденсації. Запропонована математична модель базується на системі звичайних диференціальних рівнянь. Для розв'язання цієї системи використаний чисельний метод кінцевих різниць, який реалізується на ПК. Перевірку та прийнятну точність моделі підтверджують порівнянням з даними експериментів з конденсації пари з його суміші з повітрям у зразку каналу ПТА. Модель враховує вплив геометрії пластин на інтенсивність процесу і може бути використана для оптимізації геометричних параметрів ПТА для конденсаційних процесів, а також для оптимального вибору ПТА для утилізації відходів тепла з конденсуючихся газових потоків у промисловості.

ЛІТЕРАТУРА

- [1] Klemeš J. J., Arsenyeva O., Kapustenko P., Tovazhnyansky L., 2015. Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification: Low Grade Heat and Fouling Mitigation. CRC Press, Boca Raton, FL, USA.
- [2] Huang J., Zhang J. and Wang L., 2015. Review of vapor condensation heat and mass transfer in the presence of non-condensable gas. Applied thermal engineering, 89, 469-484.
- [3] Wang L.K., Sunden B., Yang Q.S., 1999. Pressure drop analysis of steam condensation in a plate heat exchanger. Heat Transfer Engineering, 20(1), 71-77.